

# インボリユート平歯車の潤滑に関する研究-潤滑油膜の温度についての考察-

著者	佐藤 松雄
号	600
発行年	1981
URL	<a href="http://hdl.handle.net/10097/11549">http://hdl.handle.net/10097/11549</a>

氏 名	さ とう まつ お 佐 藤 松 雄
授 与 学 位	工 学 博 士
学 位 授 与 年 月 日	昭 和 57 年 3 月 10 日
学 位 授 与 の 根 拠 法 規	学 位 規 則 第 5 条 第 2 項
最 終 学 歴	昭 和 39 年 3 月 岩手大学学芸学部甲一類理科卒業
学 位 論 文 題 目	インボリユート平歯車の潤滑に関する研究 ー 潤滑油膜の温度についての考察ー
論 文 審 査 委 員	東北大学教授 高梨 三郎      東北大学教授 戸部 俊美 東北大学教授 西山 哲男      東北大学助教授 加藤 正名

## 論 文 内 容 要 旨

### 1 緒 論

近年歯車はますます高速，高荷重のもとで運転されるようになり，接触面の潤滑油膜には過酷な潤滑条件が要求される。歯車には，ピッチ誤差，歯形誤差などの工作誤差は避けられず，また稼動中においては不連続荷重を受け，さらに相対曲率半径，すべり速度が絶えず変化するので油膜温度が上昇し，油膜の耐負荷能力が減少してスコアリングなどの歯面の損傷の原因となる。このため油膜の適正な潤滑条件を見出すことは，油膜の耐負荷能力，歯車の耐久性など運転性能を向上させる上で極めて重要なことである。

従来潤滑油膜の解析は，基礎的な解析として二円筒潤滑について行なわれており，特に温度の影響については橋本<sup>1)</sup>，S.Katek ら<sup>2)</sup>の報告がある。前者は純ころがりの場合についてであり，一般的な取扱いはされておらず，後者は流体方程式とエネルギー方程式を差分方程式に置き換えて数値解を求めているので，解析的，実用的な取扱いはされていない。また歯車の油膜の温度解析ではV. Simon の報告があるが，S. Katek らと同様の手法を用いている。

このように歯車歯面の油膜温度の一般的な解析解は筆者の知る範囲ではまだ得られていないようである。したがって，実用的な潤滑条件を知るために油膜の温度解析をすることが是非必要であると考えられていた。

一方油膜厚さの測定には，従来電気抵抗法が使われていたが，この方法では油膜が厚い場合の

電気抵抗，あるいは二歯かみ合いにおける並列抵抗について物理的な裏づけが乏しく，明確な裏づけのある油膜厚さの測定法が必要であると考えられていた。

本研究では，流れの運動方程式とエネルギー方程式を用いて接触面間の油膜の解析を行ない，その理論的な裏づけにより油膜の諸特性を明らかにし，インボリュート平歯車歯面の油膜に適用するとともに，実際に動的負荷かみ合い試験機を試作して運転中における油膜厚さを測定することにより理論解析の結果と比較した。

本論文の目的は，上記のような潤滑油膜の解析によって歯車の運転性能を向上させるための基礎資料を得ることにある。

## 2 潤滑油膜に関する基礎式の誘導

潤滑油膜の温度分布は，Navier－Stokes 方程式とエネルギー方程式の連立解として求められる。本論文においては油膜厚さは数 $\mu\text{m}$ あるいはそれ以下の厚さの領域を取扱うので，油膜温度および流れの方向の温度勾配は油膜厚さ方向の平均値として求めることにする。

二つの平行な回転軸と，その回転軸に平行な曲面を考え，その二曲面が互にすべり一転がりをする場合に，接触面に囲まれた油膜の流れの運動方程式から流速，速度勾配および圧力勾配が求められる。さらにエネルギー方程式と，油膜から歯面への熱伝達を考慮した熱平衡の式によって流れの方向の平均温度勾配 $\overline{\partial T / \partial x}$ を導く。この式は，円筒面，インボリュート歯面に対して，任意のすべり速度，歯面温度および給油温度を与えた場合に成り立つ一般式である。

特にすべり速度がゼロの場合には，橋本<sup>1)</sup>が導いた温度勾配の式とは幾分異なることを指摘した。この相違は，エネルギー方程式の散逸関数の流速分布の項の取扱いの相違によるものであり，本論文で用いた方法がより一般的な流速分布に対して成り立つことを示した。

## 3 インボリュート平歯車の熱弾性流体潤滑

第2章で述べた油膜の一般的な温度勾配の式をインボリュート平歯車の歯面の油膜に適用した。その際に，すべり速度，給油温度および歯面温度のほかに，実際のかみ合い状態の油膜を想定して歯面の弾性変形量を考慮し，さらに潤滑油の粘度が圧力と温度によって変化することを考慮していわゆる熱弾性流体潤滑 (T-EHL) として解析した。

本研究では比較的軽荷重 (油膜圧力が $0 \sim 10^8 \text{ Pa}$  の範囲) の場合について取扱い，その範囲で成り立つ粘度の実験式として W. J. Bartz ら<sup>4)</sup> の式を用いている。

潤滑油膜の耐負荷能力は歯面荷重と油膜厚さで評価することにして，歯車のかみ合いに特有な二歯かみ合いにおいても一般性を失なわないために相対変位量を導入した。これは，ピッチ誤差，歯形誤差の無い歯車においては，油膜厚さ $h_0$ ，歯のたわみ量の和 $\sum \delta_{BSG}$ ，および歯面の弾性変形量 $2w_0$ によって $(h_0 - \sum \delta_{BSG} - 2w_0)$ として表わされる量である。この三つの量は互に独立していないため，二歯かみ合いにおいては，それぞれの歯面における相対変位量は互に等しい値になるという条件によってそれぞれの歯面の分担荷重と油膜厚さを決定した。

この相対変位量は，後述する歯車のかみ合い誤差の測定において参考とするための重要な量である。

#### 4 計算結果と考察

第3章において導いた諸式を使って歯面間の潤滑油膜の温度分布、圧力分布、粘度変化および相対変位量などの計算を行ない、その結果について考察を行なった。計算に用いた歯車の諸元は、モジュール $m = 5$ ， $z_1 = z_2 = 18$ ，圧力角 $\alpha = 20^\circ$ の標準平歯車である。

流れの方向の温度分布は、入口域では歯面への熱伝達によりほぼ単調に温度が降下しているが、中間域から出口域ではかみ合い位置によってかなり異なり、すべり速度が小さいピッチ点近傍ではあまり温度は上昇せず出口域ではほとんど歯面温度に近い温度である。すべり速度が大きいかみ合い始め、かみ合い終りの位置では油膜温度はかなり上昇し、また出口域でも歯面温度より数℃も高くなっている。

このような温度の効果は粘度係数 $K (= \eta/\eta_a)$ ：ここで $\eta_a$ は温度を考慮しない場合の粘度)によって評価することにした。すなわちピッチ点近傍では $K$ の値は1～5程度となり、かみ合い始め、かみ合い終りでは1あるいはそれ以下となっている。そしてこの $K$ の値が小さいかみ合い位置では油膜の耐負荷能力が小さくなっていることが明らかになった。

このことから潤滑油の粘度について温度の影響を考慮しない場合には、耐負荷能力を過大に見積ることになり危険であることを指摘した。また稼動中に歯車歯面の温度が上昇した場合には、給油温度を低くすると歯面の冷却効果が得られること、さらに粘度の大きい潤滑油を用いて油膜厚さを厚くしても、粘度の増加にともなう損失トルクの増加は少ないことが示され、潤滑油の適正な使用条件が明らかになった。

#### 5 回転体の速度変動の測定法

第3章において稼動中の歯車歯面間の油膜厚さを相対変位量の中の一つの因子として表わすことを述べた。本章では、相対変位量を測定してこれから油膜厚さを求める方法について述べる。

離散的な時系列を時間間隔の変動と考えて、一定時間間隔とそれに対する変動として表わすことができる。回転中のデバイデング円盤の回転角度を時系列で表わし、回転速度変動の検出にこの方法を用いることを述べる。

さらに二つの回転軸については、回転角度差を二つの時系列の時間差としてとらえ、これから時間差と相対変位量の関係を導いた。

歯面間に油膜が存在する場合には、その厚さに相当する微小角度が時間差として求められることを示す。

またここでは、時系列の信号をディジタル処理することにより容易にデーター解析ができることを示した。

#### 6 歯車の動的負荷かみ合い試験機

本章では第5章で述べた測定原理にもとづき、実際に動的負荷かみ合い試験機を設計、試作し、回転角度の検出器として歯車形コンデンサーを用い、時系列をディジタル処理する装置について述べている。

また歯車形コンデンサーの精度、装置の分解能および電氣的な追従性を検討し、本装置により～数  $\mu\text{m}$  程度の精度で歯車のかみ合い誤差が求められることを述べている。

## 7 測定結果と考察

本章では第6章で述べた動的負荷かみ合い試験機を用いて、まず歯形誤差のある歯車を使ってかみ合い誤差を測定して検出精度を確認した。つぎに高精度の研削歯車を用いて油膜がある場合のかみ合い誤差を求め、理論計算の結果との比較を行なった。ただこの場合には試験機の測定精度が数  $\mu\text{m}$  程度であるので、潤滑油の粘度を  $\eta_a = 0.98 \text{ Pa}\cdot\text{s}$  と一桁大きくして、油膜厚さを～10  $\mu\text{m}$  程度とした場合について測定した。歯車の回転数は 1000 rpm，歯面荷重  $0.75 \times 10^4 \text{ N/m}$  であり、得られた油膜厚さの測定値は理論計算の結果とほぼよい一致がみられた。

したがってこの事から、解析の過程でとり入れた諸条件がほぼ妥当であること、また歯車の動的負荷かみ合い試験機の測定方法についても実験的な裏づけを得ることができた。

## 8 結 言

以上に述べたように、本研究では流体方程式とエネルギー方程式から温度分布を求める一般式を導き、潤滑油膜の温度特性を明らかにした。これによって、従来の解析では得られなかった潤滑油膜の温度に及ぼす両歯面間のすべり速度、歯車歯面の温度あるいは給油温度などの影響を含めた潤滑条件を決定するための理論的な根拠を得ることができた。

さらに油膜厚さの測定法を考察し、これを実際に応用して動的負荷かみ合い試験機を試作し、稼働中の油膜厚さを測定して潤滑状態をとらえることができた。

本研究によって得られた潤滑油膜の解析法と油膜厚さの測定法は十分に実用に供し得るものであり、歯車の運転性能の向上に寄与することができるものと確信する。

## 参 考 文 献

- 1) 橋本 誠也：日本機械学会論文集，29—205（昭38—9），1428.
- 2) S. Katek, et al. : Proc. of the 5th Leeds—Lyon Symp. on Tribology, (1978).
- 3) V. Simon : The Int. Symp. on Gearing and Power Transmissions, (1981), Tokyo.
- 4) W. J. Bartz, et al. : Tribology, 8 (1975), 241.

## 審 査 結 果 の 要 旨

近年歯車はますます高速、高荷重のもとで運転されるようになり、歯面の損傷防止の立場から歯車の潤滑は極めて重要な問題となっている。しかしながら稼動中の歯車では歯面荷重は変動し、またすべり速度、歯面の相対曲率も絶えず変化するので、なかなか良好な潤滑状態を得ることが困難な状況にある。

本論文は、インボリュート平歯車の負荷能力、耐久性など運転性能の向上を目的として、歯面の潤滑油膜の諸特性、とくにこれらの温度依存性を、熱弾性流体潤滑理論によって、比較的荷重の小さい場合について解析し、また実験によってこれを確めたもので、全文8章よりなる。

第1章は緒言である。

第2章では粘性流体の運動方程式とエネルギー方程式とを油膜に適用し、油膜の流速、圧力勾配および温度勾配を定める関係式を導いている。

第3章では前章の結果をインボリュート平歯車歯面の潤滑油膜に適用して、熱弾性流体潤滑理論によって解析し、油膜の圧力分布、歯面荷重などを求める式を導き、また荷重分担率、荷重の変動にともなう油膜の挙動などについて論じている。

第4章では、具体的な計算例について、種々の条件のもとで油膜の諸特性について数値計算を行い、とくにこれら諸特性の温度による影響について考察している。また以上の結果から、ピッチ点のみに注目した温度の影響を考慮しない解析では、油膜の負荷能力を過大に見積る結果になることを示しているが、これは重要な知見である。

第5章では歯車の回転角度を時系列であらわし、一對の歯車の回転角度差を時間差として検出し相対回転変位を測定して、油膜厚さを推定する方法について述べている。

第6章では前章で述べた方法によって相対回転変位を測定するための試験機の構造について述べている。

第7章では前章の試験機を試作して、所定の運転条件のもとで相対回転変位を測定して油膜厚さを推定し、計算結果と比較しているが、両者間には比較的よい相関があることを示している。

第8章は結言である。

以上要するに、本論文はインボリュート平歯車の潤滑油膜の諸特性について、温度の影響を考慮に入れて解析し、また実験によってこれを確かめ、歯車の潤滑について考究したもので、歯車工学ならび精密工業の発展に寄与するところが少なくない。

よって、本論文は工学博士の学位論文として合格と認める。